

DOI: 10.3901/JME.2023.02.169

高速动车组减振器载荷特征研究^{*}

任君临 李 强 任尊松 杨广雪
(北京交通大学机电学院 北京 100044)

摘要: 减振器的主要功能是提供阻尼力以衰减和抑制车辆系统振动,对高速动车组动力性能有十分重要的影响。既有研究主要将减振器处理为阻尼力以研究车辆系统动力性能,极少从动力学和结构可靠性角度关注减振器自身承受的载荷。制作某型高速动车组转向架抗蛇行减振器、轴箱减振器、二系横向和垂向减振器测力元件,在大同-西安高速线路上测试并获得该型动车组运行过程中四种减振器载荷引起的应变信号。对测试数据进行处理和分析,获得高速动车组运行工况下四种减振器载荷的时间历程,分析减振器载荷的时域和频域特征。采用雨流计数法统计减振器载荷峰谷值和频次,获得不同速度等级下载荷分布。结果表明,高速动车组抗蛇行减振器载荷最大、二系横向减振器载荷最小。轴箱减振器相对速度最大、二系横向减振器相对速度最小。减振器载荷总体上呈正态分布,而且一般有列车运行速度越高减振器载荷越大。列车正线行驶时曲线半径对轴箱减振器、二系垂向减振器以及二系横向减振器载荷影响不明显,列车速度和线路小半径曲线对抗蛇行减振器载荷影响明显。

关键词: 高速动车组; 减振器载荷; 动态特性; 分布规律; 线路试验

中图分类号: U270

Study on the Loads Characteristics of the Dampers of the High Speed EMU

REN Junlin LI Qiang REN Zunsong YANG Guangxue

(School of Mechanical, Electrical & Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044)

Abstract: The function of the dampers is to produce the damping forces to suppress the vibrations of the railway vehicle. Therefore, the dampers have great effect on the high speed vehicle system dynamics. Lots of presented studies dealt the dampers as damping force element to study the dynamics of the vehicles. However, the dynamic characteristics of the loads of the dampers are little investigated from the view of vehicle system dynamics and structural reliability. In order to obtain the load characteristics of the dampers of the high speed electric multi-unit(EMU), four kinds of dampers are manufactured to measure the forces of the yaw damper, axlebox damper, lateral damper and vertical damper of the secondary suspension. The forces are measured with field experiment at Datong-Xian high speed delicate line. After dealt with the sampled data, the forces of the four kinds of dampers are obtained. The dynamic characteristics of the damping forces are analyzed in time domain and frequency domain. Rain flow count method are introduced to implement the loads count. The load distributions are presented with different operation speed of the train. The results show that, among the four types of damper forces of this type of EMU, the peak load of the yaw damper is the largest and the peak load of the lateral damper of the secondary suspension is the smallest. The velocity of the axlebox damper is the largest and the velocity of the lateral damper of the secondary suspension is the smallest. The operation speed of the train has great influence on the damping loads. The forces of the dampers distribute in a nearly normal fashion. The effect of the curve radius of the track on the main section on the loads of the axle damper, secondary vertical and lateral suspension damper is negligible. Operation speed and tough curve have effects on the loads of the yaw dampers.

Key words: high speed electric multi-unit(EMU); damping forces; dynamic characteristics; loads distributions; field measurement

^{*} 国家自然科学基金资助项目(11790281)。20211205 收到初稿, 20220508 收到修改稿

0 前言

轮轨激励和转向架蛇行运动是车辆系统产生振动的主要原因,只有当各种减振器或减振装置提供的阻尼力能够衰减和缓和不断增长的各种振动时,车辆系统才呈稳定和平稳运动,否则容易引起失稳甚至出现安全事故。或者说,安装在轨道车辆上的各种减振器提供阻尼力,用以衰减各种激励引起的部件振动和抑制车辆系统蛇行运动,并确保列车运行稳定性、安全性和平稳性。因此减振器是高速动车组最重要的部件之一。

高速动车组上常采用圆筒液压式减振器,主要类型包括:轴箱减振器(又称为一系垂向减振器)、二系横向减振器、二系垂向减振器以及抗蛇行减振器。这些液压式减振器在特性参数和局部结构上有各自的特点,但其结构基本相同。

高速动车组运行过程中,减振器将产生阻尼力或载荷(图1),这些载荷不仅对保证车辆系统优良的动力性能具有十分重要的作用,而且对转向架构架和减振器的结构可靠性具有十分重要的影响。

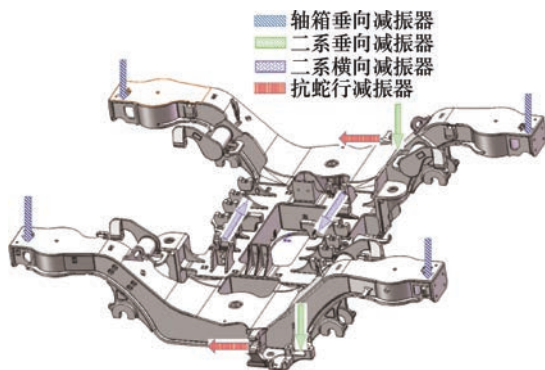


图1 某型高速动车组四种减振器载荷

鉴于减振器对轨道车辆动力性能的重要性,目前国内外对其开展了大量研究,主要是将车辆系统各类减振器处理为常参数阻尼力单元或者建立更为详细的减振器参数动力学模型,研究在减振器作用下车辆系统的动力性能^[1-11]。如翟婉明^[1]将车辆-轨道系统中的弹簧、减振器以及轨道弹性垫板等处理为弹簧-阻尼单元,研究车辆-轨道系统耦合作用,揭示轮轨动态相互作用特征。REN等^[2]建立包括各种弹簧和减振器及垫板的车辆-道岔系统动力学模型,研究了车辆-道岔动态相互作用,给出了轮岔系统振动及载荷特性。YE等^[3]考虑Y25转向架各种弹簧力和减振器阻尼力,研究了车辆悬挂系统参数与车轮磨耗之间关系,提出了一种新的车轮踏面设计

方法。ZENG等^[4]研究了减振器随机失效对车辆系统动力学性能的影响,结果表明减振器性能衰减或失效后车辆系统振动将增大。DUMITRIU等^[5]建立转向架-轨道系统动力学模型,研究了轴箱减振器失效对轨道系统动态载荷的影响。LUO等^[6]建立车辆动力学模型,研究了低温环境下包括减振器在内的系统参数变化对车辆动力学性能影响,结果表明低温环境对车辆动力性能影响明显。WANG等^[7]研究了液压减振器的非线性位移特性对高速动车组弓网动力性能的影响,结果表明受电弓用减振器采用较大的饱和力和阻尼值,可以提高受电弓的抬升性能和弓网接触质量。

载荷是引起车辆系统振动甚至危及行车安全的根源,因而车辆系统载荷及其特性一直受到广泛重视。截至目前,轨道机车车辆载荷研究主要集中在轮轨力和空气动力两个方面。轮轨力与列车运行安全性密切相关,因此高速列车轮轨载荷测试和研究受到高度关注和重视^[12-13],并取得了丰硕的成果。空气动力不仅与列车运行安全性有关,而且涉及列车能耗和噪声,近年来取得了很好的发展^[14-15]。但是,既有研究主要关注减振器对车辆系统动力性能的影响,很少从动力学和结构可靠性角度,开展车辆系统减振器载荷特征研究,尤其是高速列车实际线路减振器载荷方面的研究几乎没有涉及。

如前所述,减振器载荷不仅与车辆动力性能相关,而且与转向架构架结构可靠性和减振器自身结构可靠性密切相关,尤其是高速动车组对减振器的可靠性提出了更高的要求,需要全面掌握高速动车组运用过程中各种减振器载荷的峰值、幅值、频次以及载荷与列车运行速度之间关系等。

获取高速动车组减振器载荷可采用理论和试验两种方式进行。在建立准确的车辆动力学模型基础上,通过理论研究可以获得高速动车组各种减振器的载荷时间历程并分析其特征。但是理论研究中输入的轨道激励存在局限性,导致理论结果不能全面和准确地反映减振器甚至车辆系统受到的实际载荷。这种局限性主要表现在两个方面:①目前国内外给出的高速线路轨道谱剔除了某些特定的激励如轨道板长度不平顺、钢轨焊接头不平顺和其他固定波长不平顺(如波磨)等;②不包括波长2 m以下的短波不平顺。特定轨道激励引起的减振器载荷,在理论研究中难以得到准确体现。

有鉴于此,本文借助试验手段,提出减振器载荷测试方法,开展实际线路载荷测试,研究减振器载荷特征和分布规律等。

1 载荷测试方法

如图 2 所示, 在减振器两端圆柱体下沿两侧, 分别黏贴 4 个应变计, 每端四个应变计组成如图 3 所示的全桥测试电路, 可获得减振器载荷作用下圆柱体的应变信号, 由此确定减振器载荷值。需要说明的是, 减振器端头圆柱体另一侧测点的布置方式与图 2 中所示的测点布置方式一致。图 3 中, 四个测点的组桥方式为两个平行于减振器筒体的应变计为对臂、两个垂直于筒体的应变计为另一组对臂。



图 2 减振器载荷测试测点布置

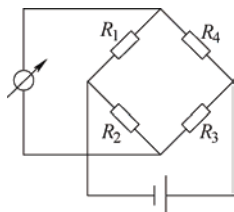


图 3 减振器载荷测点应变计测试电路

减振器两端布置应变计并组成测试电桥后, 在专用台架上对减振器测点信号进行标定, 以获得减振器载荷-应变系数。标定过程中, 对每一减振器上、下端头两组测点同时进行标定, 主要包括对减振器两端逐级加载并逐级减载, 以获得减振器在不同载荷下的应变信号输出。将载荷和应变输出信号进行回归, 可得到准确的减振器载荷-应变系数。如这里的抗蛇行减振器和一系垂向减振器对应的载荷-应变系数分别为 $37.35 \mu\epsilon/\text{kN}$ 、 $66.01 \mu\epsilon/\text{kN}$ 。另外, 减振器载荷标定时, 需要依据各类型减振器的卸荷力, 确定合理的标定载荷。

2 线路试验测试

试验列车采用八辆编组, 四种载荷测试用减振器安装在第四辆车的前位转向架上。列车运行于大西线的原平西站—忻州西站—阳曲西站区间, 单程

约 100 km 正线测试里程约 93 km。测试期间, 列车多次往返, 最高运行速度 368 km/h, 测试总里程约 5 666 km。列车运行试验为重载和空载往返试验。为满足重载试验对轴重的要求, 重载试验前对所有车辆进行配重, 以达到要求的轴重。

测试过程中, 减振器载荷数据采样频率为 1 000 Hz, 满足测点动态响应频率范围要求。完整采集了列车所有测试线路工况上的数据, 以保证测试数据的真实性和完整性, 测试数据主要涵盖直线和曲线工况。结合线路测试信号和试验标定的载荷-应变系数, 可获得列车运行工况下各种减振器的载荷时间历程。另外, 重载工况为高速动车组常规运营工况, 因此本文主要以重载工况为主, 分析其减振器载荷特性。

3 载荷时频域特征

3.1 载荷时域特性

图 4 给出了列车某一单程运行过程中, 一系垂向减振器、二系垂向减振器、二系横向减振器以及抗蛇行减振器的载荷时间历程。图 5 给出了局部放大图示。图 4 中, 列车从第 100 s 正线上开始运行, 并于第 1 250 s 左右在正线上停止, 单向运行总计时间约 1 150 s。

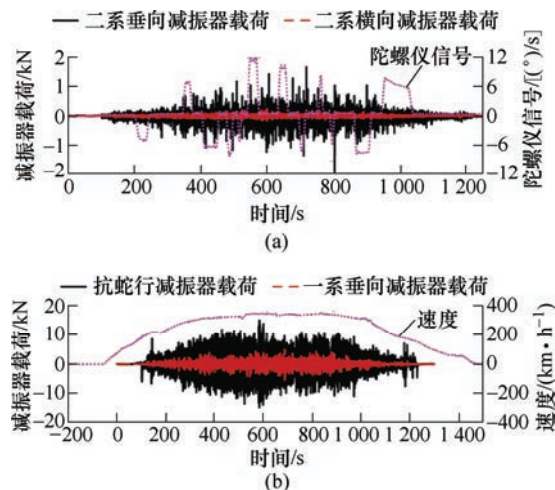


图 4 四种减振器载荷及列车运行速度(全程)

陀螺仪信号($^{\circ}/\text{s}$)对应直线和曲线工况。列车直线运行时, 陀螺仪幅值在 0 附近波动。曲线通过时陀螺仪信号发生偏移, 其正负与转角正方向设定有关, 偏移大小与曲线半径有关, 偏移时长与曲线长度相关。

由图 4 可见, 列车运行速度越高, 减振器载荷越大, 但达到一定幅值后, 载荷几乎不再增加。该

型动车组四种减振器载荷中,抗蛇行减振器载荷最大,轴箱减振器和二系垂向减振器载荷次之,二系横向减振器载荷最小。二系横向减振器载荷最大值不超过 0.5 kN,表明该型动车组高速运行过程中,车体与转向架构架之间相对横移速度小,即车体与转向架间横向随动性好。

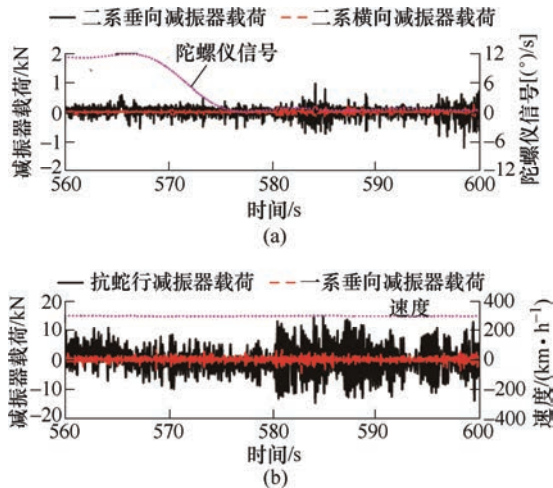


图 5 列车曲线通过四种减振器载荷(局部)

由图 5 可见,列车正常曲线通过时,四种减振器载荷与线路曲线无明显对应关系。

在一定范围内,列车速度越高减振器载荷越大的根本原因是轨道激励引起的轮轨振动越激烈。图 6 给出了列车正线最高运行速度 300 km/h 下,抗蛇行减振器和轴箱垂向减振器两个单程对应的载荷时间历程(车辆空载)。两种减振器对应的两个单程载荷具有高度一致性,尤其是在某些大载荷时间点(对应线路的具体位置)具有高度重复性,这种一致性和重复性由线路的轨道激励引起,亦体现了试验测试结果的准确性和可靠性。因此,减振器载荷与列车运行速度和线路状态密切相关。另外,车辆进出车站时刻,抗蛇行减振器载荷的变动幅值明显高于一系垂向减振器,这主要是此时车体与转向架之间的相对转动较大,抗蛇行减振器上产生了附加弯矩所

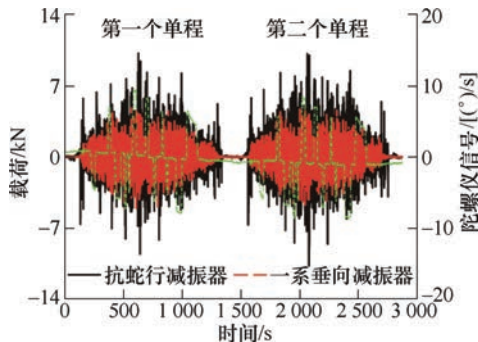


图 6 两种减振器载荷时间历程(300 km/h, 空载)

致。在其他时间段,列车运行速度与减振器载荷具有良好的对应性。图 6 中两个单程是指列车两次从原平站至阳曲站方向的单向测试。

鉴于抗蛇行减振器载荷最大且与列车运行安全性和乘坐舒适性密切相关,下面对抗蛇行减振器载荷及其特征开展分析。

图 7 给出了抗蛇行减振器载荷与列车运行速度及线路状况之间的关系。图 8 是其最大载荷位置对应的局部放大图示。由此可见,列车运行过程中该型减振器作动频繁,且载荷幅值与列车运行速度密切相关。当列车运行速度达到 350 km/h 时,该型减振器载荷某些时刻可达到卸荷力/饱和力(13 kN),并在一定程度上超过饱和力值,最大值为 15.2 kN。

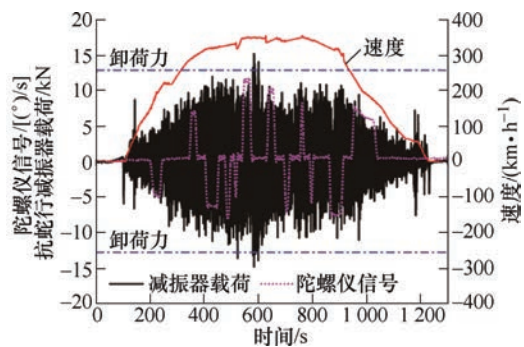


图 7 抗蛇行减振器载荷与列车速度对应关系

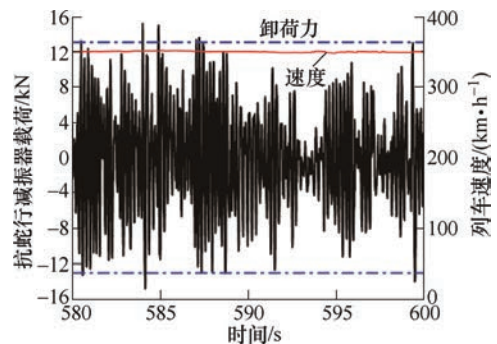


图 8 抗蛇行减振器载荷(局部)

3.2 载荷频域特性

将图 4 中的四种减振器载荷进行快速傅立叶变换(Fast Fourier transform, FFT)后,获得的载荷幅值谱密度见图 9。由此可见,两种垂向减振器载荷的主振频率为 51 Hz,该频率是线路现场焊接接头引起的轮轨冲击,进而在两种垂向减振器上产生的载荷频率^[16],即线路现场焊接接头引起的减振器载荷主频为 51 Hz(图 9a)。抗蛇行减振器载荷的幅值谱密度最大,且其主振频率为 4.58 Hz(图 9b)。该频率为转向架蛇行运动频率,对应的列车速度为 350 km/h。所有减振器载荷的有效频率一般低于 100 Hz。

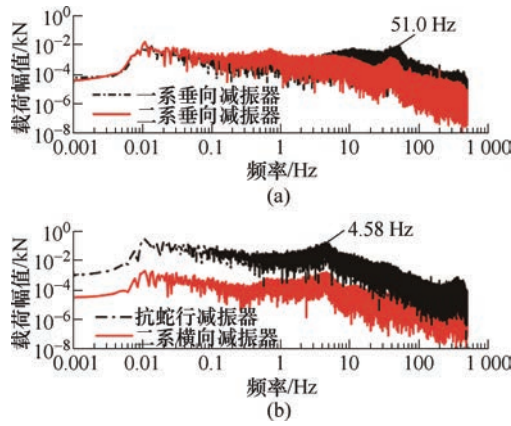


图9 减振器载荷频域幅值

抗蛇行减振器和二系横向减振器对应的幅值谱密度虽然在数值上差异明显, 但两者具有相似的幅值谱密度曲线。抗蛇行减振器主要抑制转向架蛇行运动, 横向减振器主要抑制车体和转向架之间的相对横向运动。转向架蛇行运动的重要组成部分即为横向运动, 因此不难理解两种减振器载荷的幅值谱密度曲线具有一定程度的相似性。或者说, 抑制车体和转向架间相对横向运动, 是这两种减振器的主要作用和功能。

轴箱垂向减振器载荷和二系垂向减振器载荷在频域内的幅值谱密度曲线同样具有一定的相似性, 其原因是两者均安装在车辆垂向方向用以衰减来自轮轨界面的垂向振动。前者在高频范围的能量更高, 这与前者的安装位置更接近轮轨界面有关。

3.3 减振器振动速度和加速度

图 10 和图 11 分别给出了四种减振器的速度和振动加速度。

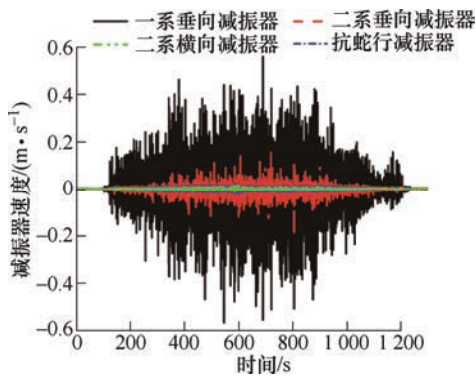


图 10 四种减振器速度

如式(1)所示, 借助减振器载荷和载荷-速度特性参数获得其速度

$$v = F/c \quad (1)$$

式中, F 为减振器载荷, c 为减振器载荷-速度特性参数, 即阻尼参数。当减振器载荷超过卸荷力时, c

为非线性参数。

在式(1)基础上, 如图 11 所示通过对上述运动速度微分, 可获得减振器的振动加速度

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{1}{c} \frac{dF}{dt} \quad (2)$$

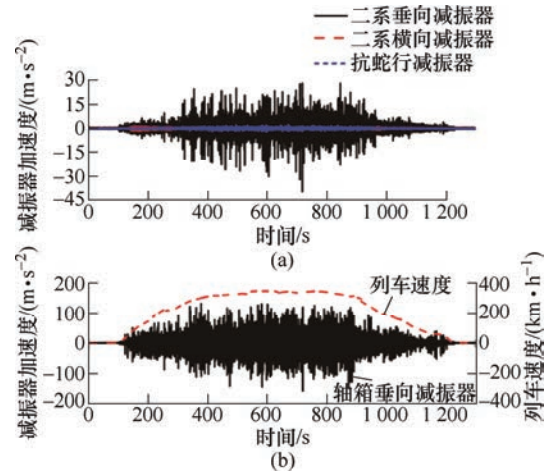


图 11 四种减振器振动加速度

由此可见, 四种减振器中, 轴箱垂向减振器的速度和加速度值均为最大, 这与轮轨冲击振动经过轮对首先传递至轴箱密切相关。二系横向减振器的振动速度和加速度最小, 这与轮轨界面振动经过轴箱悬挂系统衰减后, 再传递至构架和车体有关。这里, 轴箱垂向减振器、二系垂向减振器、二系横向减振器以及抗蛇行减振器的最大加速度分别为 159.2 m/s^2 、 39.8 m/s^2 、 2.46 m/s^2 和 2.36 m/s^2 。这些减振器加速度值, 在一定程度上反映了轴箱和构架的振动状态。

按照液压减振器载荷的定义, 减振器速度实际上是减振器两端所联结的两部件的速度差, 即减振器两端头质量的速度差。对该速度微分后获得的振动加速度, 为减振器两端头质量的平均振动加速度。

4 载荷统计特征

4.1 列车速度对减振器载荷影响

试验期间, 某日开展了同一线路区段不同速度等级试验, 试验速度等级包括 180 km、200 km、220 km、250 km、280 km、300 km、350 km/h。

图 12 给出了该试验工况下, 高速动车组转向架四种减振器载荷的时间历程。再结合图 4, 图 13 给出了每一速度等级下的载荷最大值。由此可见, 速度对一系垂向减振器影响明显, 表现为列车运行速

度越高,减振器载荷越大;速度对二系垂向减振器载荷有一定的影响,但对该型动车组二系横向减振器载荷影响不明显。列车速度对抗蛇行减振器载荷有明显影响,当载荷接近其饱和力时这种影响程度有所降低(图7)。

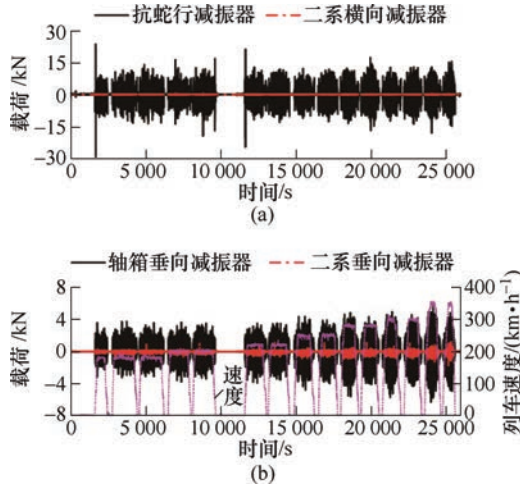


图12 不同速度下减振器载荷时间历程

抗蛇行减振器载荷不仅与列车运行速度密切相关,而且与线路曲线有关,其他三种减振器一般仅与列车运行速度有关,与线路曲线无关。图13中,不含曲线的抗蛇行减振器载荷,是指剔除曲线通过后,仅由轮轨激励引起的抗蛇行减振器载荷。曲线通过时,只有当转向架和车体相对转动较大时,抗蛇行减振器上才可能出现比较大的载荷,这种大载荷并非全部是阻尼力。

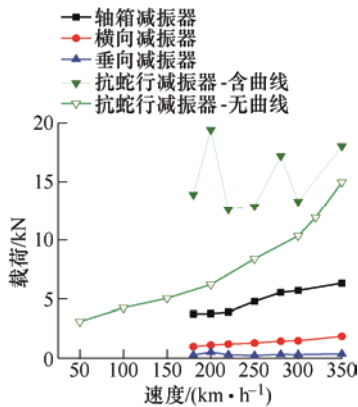


图13 不同速度下减振器载荷最大值

4.2 测试载荷统计特征

统计图4中采集的所有载荷,获得的四种减振器载荷分布如图14所示。由此可见,四种减振器载荷几乎均呈正态分布。0附近的载荷出现的频次最多,且正负值基本呈对称分布。抗蛇行减振器载荷明显大于其他三种减振器载荷。

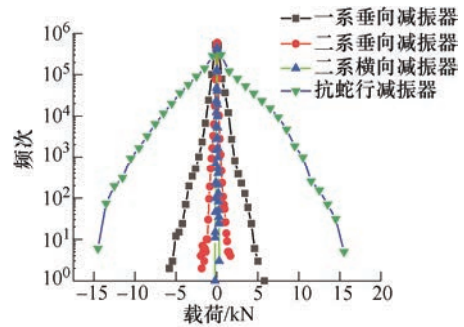
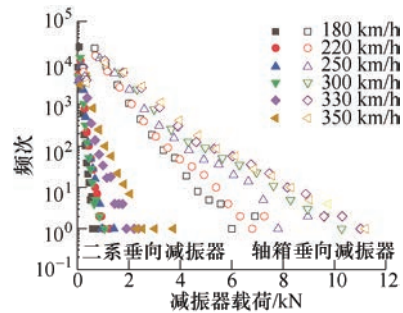


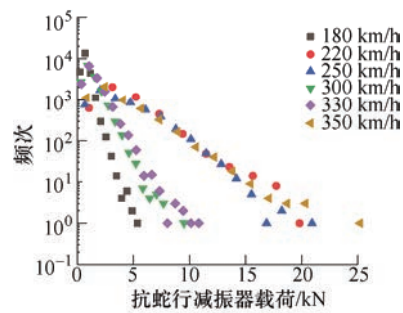
图14 减振器载荷统计分布

4.3 载荷循环统计特征

结构损伤不仅与载荷幅值有关,而且与载荷出现频次密切相关。载荷频次为载荷循环频次,即载荷历经从小到大、又从大到小的所有循环过程的累积。这些载荷和频次可为减振器结构设计和疲劳试验提供依据。由载荷循环和载荷幅值构成的载荷,称为载荷谱。采用雨流计数法,统计图12所示不同速度等级下轴箱减振器、二系垂向减振器和抗蛇行减振器的载荷,结果见图15。



(a) 轴箱和二系垂向减振器载荷



(b) 抗蛇行减振器载荷

图15 减振器载荷雨流计数统计分布

由此可见,随着列车运行速度提高,减振器载荷增大。部分列车速度下抗蛇行减振器的最大载荷超过了饱和力,最大载荷甚至是饱和力的2.25倍(图12a),其他两种减振器载荷的最大值,均小于其饱和力。

5 曲线对抗蛇行减振器载荷影响

从图 12 中不难发现, 部分速度下抗蛇行减振器的最大载荷明显大于其饱和力, 且多发生在试验区段的初始阶段。结合图 12、图 16 和图 17, 下面分析产生这一现象的原因。

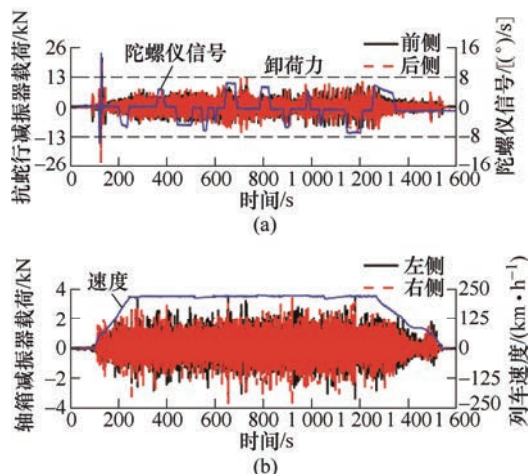


图 16 两种减振器载荷时间历程(220 km/h)

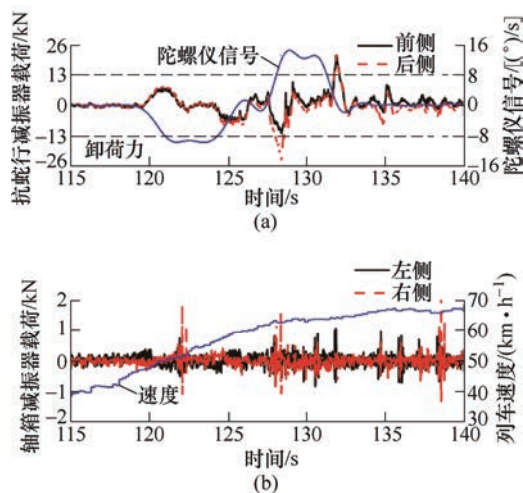


图 17 小半径曲线通过两种减振器载荷

图 16 给出了某次试验中, 转向架前位轮对左右两侧一系垂向减振器和抗蛇行减振器载荷的时间历程, 对应的列车正线最高运行速度为 220 km/h, 图 17 为列车侧向出站时减振器载荷的局部放大图示。总体上看, 这两种减振器的对应两侧减振器载荷, 具有很好的一致性。

当列车从车站运行至正线的过程中, 车辆通过道岔或者小半径曲线且列车运行速度又相对较高时, 在线路直缓点或者缓直点位置(图 17), 车体和转向架构架之间产生了较大的摇头转角, 导致抗蛇行减振器两端承受较大的弯矩, 进而在该型减振器上产生了比饱和阻尼力更大的载荷。这种载荷不是

由减振器腔室阻尼力引起, 而是由其端部结构承受的弯矩引起。从结构损伤的角度来看, 该类载荷过大不利于抗蛇行减振器保持稳定性能和良好工作状态, 不利于构架抗蛇行减振器座的结构可靠性。

由此可见, 这里的抗蛇行减振器液压饱和力为 13 kN, 在实际运用中作用在该型减振器座上的载荷极可能大于其饱和力。因此, 在构架结构设计时, 需要适当增大抗蛇行减振器饱和力, 以保障构架的结构强度和疲劳可靠性。实际上, 某型“复兴号”高速动车组构架结构设计时, 其抗蛇行减振器载荷按照 2 倍饱和力进行了构架结构强度设计。

需要说明的是, 曲线对抗蛇行减振器载荷产生了影响, 对其他三种减振器载荷几乎无影响, 这与抗蛇行减振器的安装方式、安装位置和特性参数密切相关。

由此可见, 列车小曲线或道岔通过且速度相对较高时, 抗蛇行减振器上极可能产生较大的载荷, 这种载荷并非全部是减振器阻尼力。

6 结论

本文制作了某型高速动车组四种减振器测力部件, 实际线路测试了这四种减振器的载荷, 分析了减振器载荷时域和频域特征, 给出了载荷统计分布规律。结论如下。

(1) 四种减振器载荷中, 抗蛇行减振器载荷最大, 最大值可超过其饱和/卸荷力, 轨道激扰对减振器载荷影响明显。轴箱垂向减振器相对速度最大。

(2) 列车运行速度越高, 减振器载荷越大。轴箱垂向减振器、二系横向和垂向减振器载荷与线路曲线之间关系不明显。抗蛇行减振器载荷与列车速度和线路曲线有关。

(3) 减振器统计载荷一般呈正态分布, 且列车运行速度越高, 载荷波动范围越大。被测试动车组抗蛇行减振器载荷主频为 4.58 Hz, 与高速动车组转向架蛇行运动频率相关。

(4) 列车通过站段和小半径曲线时, 作用在抗蛇行减振器上的载荷, 极可能超过其饱和力, 在构架结构设计中应充分考虑这一特点。

本文研究结果源自实际线路测试信号, 能够真实反映高速动车组运行过程中减振器的载荷和振动状态, 这对高速动车组减振器设计和结构可靠性评估等均具有重要的工程意义。

参 考 文 献

- [1] 翟婉明. 车辆-轨道耦合动力学[M]. 3 版. 北京: 科学出版社, 2007.
- ZHAI Wanming. Vehicle-track coupling dynamics[M]. 3rd ed. Beijing: Science Publish House, 2007.
- [2] REN Zunsong, SUN Shouguang, ZHAI Wanming. Study on lateral dynamic characteristics of vehicle-turnout system[J]. Vehicle System Dynamics, 2005, 43(4): 285-303.
- [3] YE Yunguang, SUN Yu, DONGFANG Shiping, et al. Optimizing wheel profiles and suspensions for railway vehicles operating on specific lines to reduce wheel wear: A case study[J]. Multibody System Dynamics, 2020, 51(1): 91-122.
- [4] ZENG Yuanchen, SONG Dongli, ZHANG Weihua, et al. Stochastic failure process of railway vehicle dampers and the effects on suspension and vehicle dynamics[J]. Vehicle System Dynamics. 2020, 59(5): 1-16.
- [5] DUMITRIU M, LEU M. Study regarding the dynamic loads upon the track at failure of the dampers in the primary suspension of the railway vehicle[C]//ModTech Profess Assoc. Modtech International Conference - Modern Technologies in Industrial Engineering VI (MODTECH 2018). Romania: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018: 400.
- [6] LUO Ren, TENG Wanxiu, WU Xingwen, et al. Dynamics simulation of a high-speed railway car operating in low-temperature environments with stochastic parameters[J]. Vehicle System Dynamics, 2019, 58(12): 1914-1934.
- [7] WANG Wenlin, LIANG Yuwen, ZHANG Weihua, et al. Effect of the nonlinear displacement-dependent characteristics of a hydraulic damper on high-speed rail pantograph dynamics[J]. Nonlinear Dynamics, 2019, 95(4): 3439-3464.
- [8] GAO Hongxing, CHI Maoru, DAI Liangcheng, et al. Mathematical modelling and computational simulation of the hydraulic damper during the orifice-working stage for railway vehicles[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2020(11): 1-23.
- [9] 张海. 高速铁道车辆非线性稳定性的关键因素研究[D]. 北京: 中国铁道科学研究院, 2014.
- ZHANG Hai. Research on key factors of non-linear stability of high speed railway vehicle[D]. Beijing: China Academy of Railway Science, 2014.
- [10] XIA Zhanghui, ZHOU Jinsong, GONG Dao, et al. Theoretical study on the effect of the anti-yaw damper for rail vehicles[J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2020, 234(2): 457-473.
- [11] TENG Wanxiu, SHI Huailong, LUO Ren, et al. Improved nonlinear model of a yaw damper for simulating the dynamics of a high-speed train[J]. Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2019, 233(7): 651-665.
- [12] 侯卫星, 王卫东, 曾宇清. 高精度高速连续测量轮轨动态作用力的研究[J]. 铁道学报, 2010, 32(1): 24-29.
- HOU Weixing, WANG Weidong, ZENG Yuqing. Research on high precision, high-speed and continuously measured dynamic wheel-rail forces[J]. Journal of the China Railway Society, 2010, 32(1): 24-29.
- [13] 任尊松, 宋丹丹, 金新灿, 等. 高速动车组轮轨载荷及分布特征[J]. 科学通报, 2019, 64(25): 2600-2607.
- REN Zunsong, SONG Dandan, JIN Xincan, et al. Wheel/rail loads distribution characteristics of high speed EMU[J]. Chinese Science Bulletin, 2019, 64(25): 2600-2607.
- [14] YU Mengge, LIU Jiali, LIU Dawei, et al. Investigation of aerodynamic effects on the high-speed train exposed to longitudinal and lateral wind velocities[J]. Journal of Fluids and Structures, 2016, 61: 347-361.
- [15] ZENG Xiaohui, LAI Jiang, WU Han. Hunting stability of high-speed railway vehicles under steady aerodynamic loads[J]. International Journal of Structural Stability and Dynamics, 2018, 18(7): 889-900.
- [16] 任尊松, 曹杰, 李玉怡, 等. 高速动车组构架载荷特征研究[J]. 工程力学, 2020, 37(12): 1-15.
- REN Zunsong, CAO Jie, LI Yuyi, et al. The load characteristics of the bogieframe of high-speed EMUs[J]. Engineering Mechanics, 2020, 37(12): 1-15.

作者简介: 任君临, 男, 1996 年出生, 博士研究生。主要研究方向为车辆结构可靠性。

E-mail: 19126057@bjtu.edu.cn

任尊松(通信作者), 男, 1969 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆系统动力学及可靠性。

E-mail: zsren@bjtu.edu.cn